

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

Odhad únavové životnosti stabilizační svorky

Estimation of the Fatigue Life of the Stabilizer Clamp

Student:

Adam Komínek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Petr Fernecki, Ph.D.

OSTRAVA 2018

Zadání bakalářské práce

Student:

Adam Komínek

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma:

Odhad únavové životnosti stabilizační svorky
Estimation of the Fatigue Life of the Stabilizer Clamp

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte úvod do problematiky nízkocyklové a vysokocyklové únavy.
2. Na dodaném souboru vzorků realizujte experimenty pro stanovení životnosti dle Mubea standard včetně požadovaných FEM simulací.
3. Navrhněte vhodnější způsob metodiky vyhodnocování.

Seznam doporučené odborné literatury:

[1] HÖSCHL, Cyril. Únava materiálu při periodickém zatěžování. Praha: Dům techniky ČSVTS, 1981.

[2] KUČERA, Josef. Stručný úvod do mechaniky lomu. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993. ISBN 8070782188.

[3] KLESNIL, Mirko a Petr LUKÁŠ. Únava kovových materiálů při mechanickém namáhání. Praha: Academia, 1975

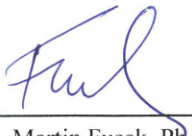
[4] Únavová pevnost a životnost [online]. Copyright © [cit. 08.05.2017]. Dostupné z: <http://oprlz.lss.fd.cvut.cz/dokumenty/070309UnavovaPevnostAZivotnost.pdf>

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Ferfecki, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


Ing. Martin Fusek, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a použil jsem literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury.

V práci jsem použil interní údaje od firmy Mubea s.r.o. a firma s jejích zveřejněním nesouhlasí.

V Ostravě 21. května 2018



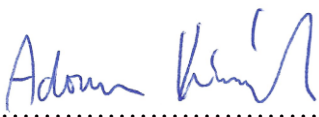
.....

Adam Komínek

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo).
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018



.....

Jméno a příjmení autora práce:

Adam Komínek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Malé Hradisko 160, Malé Hradisko, 798 49

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KOMÍNEK, A. *Odhad únavové životnosti stabilizační svorky: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2018, 39 s. Vedoucí práce Ferfecki, P.

Tato bakalářská práce se zabývá odhadem únavové životnosti stabilizační svorky. V úvodu teoretické části je seznámení s nízkocyklovou a vysokocyklovou únavou. Dále je popsána funkce příčného stabilizátoru a stabilizační svorky. Praktická část je zaměřena na výpočtový model pro odhad únavové životnosti stabilizační svorky, který je ve společnosti běžně využíván (tzv. Mubea standard). Následně jsou provedeny modifikace výpočtového modelu a navržený vhodnější metodiky vyhodnocování. Získané výsledky byly porovnány s experimentálním měřením. V závěru práce byla stanovena patřičná doporučení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KOMÍNEK, A. *Estimation of the Fatigue Life of the Stabilizer Clamp: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2018, 39 s. Thesis head: Ferfecki, P.

This bachelor thesis deals with the estimation of the fatigue life of the stabilization clamp. On the introduction of the theoretical part is familiarity with low-cycle and high-cycle fatigue. In the next part of the thesis is described of stabilizer bar function and the stabilizer clamp. In the introduction of the practical part is described a calculation model for estimation of the fatigue life of the stabilizer clamp according to the Mubea standard. Subsequently, modifications of the calculation model are made and a more appropriate evaluation methodology is proposed. The results of the entire work were compared and recommendations were issued, resulting from the results achieved.

PROHLÁŠENÍ VEDOUcíHO BAKALÁŘSKÉ PRÁCE O DUŠEVNÍM VLASTNICTVÍ VÝSLEDKŮ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Vzhledem k výlučnému duševnímu vlastnictví výsledků bakalářské práce, opírající se o článek 1 Zásad pro vypracování diplomové (bakalářské) práce, dokumentu FS_SME_05_003, je komplexní vyřešení zadání práce zařazeno jako technická práce. Cituji z dokumentu FS_SME_05_003 „... Tato technická zpráva bude k dispozici pouze oponentům a členům komise pro obhajobu, kteří tímto budou vázáni mlčenlivostí o jejím obsahu.“

Z pozice vedoucího bakalářské práce uznávám ve 100% rozsahu obsah technické zprávy jako úspěšné vyřešení bakalářské práce.

Toto prohlášení se opírá o skutečnost, že výsledek bakalářské práce je v současné době vlastnictvím firmy Mubea s.r.o. a uveřejněním celého textu práce v systému Edison by mohlo dojít ke zcizení duševního vlastnictví.

V Ostravě dne 21. května 2018

.....

Ing. Petr Ferfecki, Ph.D.

Obsah

Seznam použitých zkratk, značek a symbolů	9
Seznam zkratk	9
Seznam značení – latinská abeceda.....	9
Seznam značení – řecká abeceda	10
Úvod.....	11
1 Formulace problému, metod a cílů řešení	12
2 Společnost Mubea s.r.o.	13
2.1 Podvozkové díly	13
3 Příčný stabilizátor.....	14
3.1 Činnost stabilizátoru	14
4 Stabilizační svorka	16
5 Únava materiálu	17
5.1 Definice únavy a základní rozdělení.....	18
5.2 Zátěžný cyklus	19
5.3 Vliv frekvence zatěžování	20
5.4 Vliv teploty na únavu materiálu.....	21
5.5 Vliv jakosti povrchu.....	22
5.6 Vliv nesymetrie cyklu	23
5.7 Vliv koncentrátorů napětí	25
6 Princip výpočtu a vyhodnocení dle příručky FKM.....	26
6.1 Posuzování životnosti dle FKM.....	27
6.2 Vyhodnocení životnosti pomocí lokálního napětí	28
7 Měření životnosti stabilizační svorky.....	29
8 Popis testované stabilizační svorky a pryžového pouzdra	30
9 Výpočet svorky dle Mubea standard.....	31
10 Návrh nových výpočtových modelů	32
11 Tenzometrické měření.....	33

11.1	Odporové tenzometry	33
11.2	Tenzometrické měření na stabilizační svorce	33
12	Výpočet životnosti dle nového výpočtového modelu	34
13	Celkové zhodnocení a doporučení	35
14	Závěr	36
	Zdroje	38

Seznam použitých zkratk, značek a symbolů

Seznam zkratk

MKP	Metoda konečných prvků
FKM	Forschungs Kuratorium Maschinenbau
USA	Spojené státy americké
DIN	Deutsche Industrie-Norm

Seznam značení – latinská abeceda

b	[mm]	Šířka součásti
d	[MPa ⁻¹]	Parametr nestlačitelnosti
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F	[N]	Velikost působící síly
f _w	[-]	Faktor únavové pevnosti
F _z	[N]	Velikost zátěžné síly ve směru osy Z
I ₁	[MPa]	První napěťový invariant
N	[-]	Počet cyklů
N _f	[-]	Počet cyklů do porušení součásti
N _z	[-]	Požadovaný počet cyklů zákazníkem
R	[-]	Součinitel asymetrie cyklu
R _e	[MPa]	Mez kluzu
R _m	[MPa]	Mez pevnosti
s	[mm]	Tloušťka součásti
S _z	[MPa]	Únavová pevnost
T	[°C]	Teplota
t	[s]	Čas
x	[-]	Osa souřadnicového systému X
y	[-]	Osa souřadnicového systému Y
z	[-]	Osa souřadnicového systému Z

Seznam značení – řecká abeceda

α	[-]	Součinitel tvaru
β	[-]	Součinitel vrubu
$\Delta\sigma$	[MPa]	Rozkmit napětí
η_p	[-]	Součinitel jakosti povrchu
μ	[MPa]	Počáteční smykový modul
ν	[-]	Poissonovo číslo
τ_{xy}	[MPa]	Smykové napětí v rovině xy
τ_{xz}	[MPa]	Smykové napětí v rovině xz
τ_{yz}	[MPa]	Smykové napětí v rovině yz
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_c	[MPa]	Mez únavy
σ_{cf}	[MPa]	Mez únavy při dané frekvenci
σ_{c10Hz}	[MPa]	Mez únavy při 10Hz
σ_c^\times	[MPa]	Mez únavy vzorku s danou povrchovou úpravou
σ_d	[MPa]	Dolní napětí
σ_F	[MPa]	Fiktivní napětí
σ_h	[MPa]	Horní napětí
σ_{HC}	[MPa]	Základní mez únavy pro míjivý cyklus
σ_{HMH}	[MPa]	Redukované napětí dle hypotézy HMH
σ_m	[MPa]	Střední napětí
σ_{max}	[MPa]	Největší napětí v místě koncentrace
σ_{nom}	[MPa]	Nominální napětí
$\sigma_{SignedHMH}$	[MPa]	Redukované napětí dle modifikované hypotézy HMH
σ_x	[MPa]	Normálové napětí ve směru osy x
σ_y	[MPa]	Normálové napětí ve směru osy y
σ_z	[MPa]	Normálové napětí ve směru osy z
ψ	[-]	Citlivost k asymetrii kmitu

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá odhadem únavové životnosti stabilizační svorky. Stabilizační svorka slouží pro uchycení příčného stabilizátoru na nápravnici.

V úvodu této práce bude představena firma Mubea s.r.o., která je výrobcem a dodavatelem příčných stabilizátorů do automobilového průmyslu. V další části práce bude proveden teoretický rozbor nízkocyklové a vysokocyklové únavy a to zejména zavedením základních veličin a rozbořem vlivů ovlivňujících únavovou životnost. Následně bude proveden popis a rozbor řešené stabilizační svorky, na které bude realizován výpočet životnosti dle stávajícího výpočtového modelu (tzv. Mubea standard). Tento výpočtový model bude modifikován a porovnán s tenzometrickým měřením. V neposlední řadě bude navržen vhodnější způsob metodiky vyhodnocování.

Závěrem práce bude shrnutí dosažených výsledků a návrhy pro další možnosti vývoje v oblasti odhadu únavové životnosti.

1 Formulace problému, metod a cílů řešení

Porovnat stávající postup a navrhnout nové výpočtové řešení pro odhad únavové životnosti stabilizační svorky.

Jedním z cílů této bakalářské práce je podat teoretický výklad o výpočtu únavové životnosti podle příručky FKM. Následně zpracovat výpočtový model únavové životnosti stabilizační svorky a porovnat výsledky dosažené pomocí MKP a experimentálního měření.

Cíle práce lze stručně shrnout do těchto bodů:

- nastudovat a pochopit funkci příčného stabilizátoru,
- nastudovat problematiku únavové životnosti,
- seznámit se s postupem stanovení životnosti podle příručky FKM,
- aplikovat výpočtový model dle Mubea standard s využitím konečno prvkového programu Ansys Workbench 18.2,
- navrhnout nový výpočtový model pro výpočet odhadu únavové životnosti stabilizační svorky,
- porovnat naměřená data tenzometrického měření s dosaženými výsledky, jenž byly získány ze standardního a nově navrženého výpočtového modelu,
- provést odhad únavové životnosti dle nového výpočtového modelu.

2 Společnost Mubea s.r.o.

Vznik společnosti je datován od roku 1916. Během své existence se Mubea s.r.o. zaměřila na výrobu a dodávku součástí do automobilového průmyslu [1].

Společnost Mubea s.r.o. se stala specialistou pro návrh odlehčených konstrukcí, zaměřených na vysoce namáhané pružinové komponenty a podobné výrobky v automobilovém průmyslu. Mezi zákazníky patří téměř všichni výrobci automobilů po celém světě.

Společnost je rozdělena do několika obchodních jednotek:

- Díly motorů,
- Součásti pohonů,
- Interiér,
- Poprodejní služby,
- Podvozkové díly,
- Součásti karosérie,
- Talířové pružiny,
- Carbo Tech.

2.1 Podvozkové díly

Výroba podvozkových dílů je jednou z klíčových odvětví společnosti. Pro oblasti Severní Ameriky, Jižní Ameriky a Evropy se stala Mubea s.r.o. lídrem výroby a vývoje nápravových pružin. Obchodní jednotka podvozkových dílů je dále rozčleněna na:

- Nápravové pružiny,
- Pomocné rámy,
- Těla tlumičů,
- Stabilizátory,
- Torzní tyče,
- Pružiny z kompozitu.

Stabilizátory jsou vyráběny a vyvíjeny pro osobní automobily v průměrech od 17 mm do 40 mm v trubkové podobě, v plné podobě v průměrech od 12 mm do 33 mm. Stabilizátory jsou dodávány zákazníkovi jako montážní celek obsahující pryžová pouzdra, svorky pro uchycení na nápravnici a táhla. Při využití trubkového typu dochází k úspoře hmotnosti až 50 %. Podíl trubkových stabilizátorů z celkové výroby činí okolo 40 %, tento podíl neustále roste. Vstupním materiálem pro výrobu jsou prvotřídní válcované dráty a přesné ocelové trubky. Pro dosažení dodatečného snížení hmotnosti a efektivnějšího rozložení napětí jsou využívány trubky s proměnou tloušťkou stěny.

Roční produkce stabilizátorů přesahuje 15 mil. kusů. Výroba stabilizátorů probíhá v několika lokalitách, a to v Německu, v České republice, Itálii, Brazílii, USA a Indii. Celosvětový podíl na trhu činí 22 % [2].

3 Příčný stabilizátor

Stabilizátorem se rozumí prvek spojující pravé a levé kyvné rameno nápravy. Hlavním přínosem stabilizátoru je zvýšení příčné stability karoserie. Toto zvýšení stability se projeví při průjezdu zatáčkou, popřípadě při najetí na nerovnost. Dalším významným přínosem příčného stabilizátoru je ovlivnění přetáčivosti či nedotáčivosti vozu [3].

Příčný stabilizátor tvoří torzní tyč plného nebo trubkového profilu. Oba konce jsou tvarově zahnuté. Na střední část stabilizátoru jsou namontována pryžová pouzdra, na kterých jsou nasunuty ocelové svorky. Na koncích stabilizátoru bývají často namontovány táhla, pomocí kterých je provedeno spojení s kyvnými rameny nápravy. Sestava příčného stabilizátoru je zobrazena na obr. 1.

Příčný stabilizátor je dynamicky namáhaná součást zatížená pouze krutem. Při namáhání stabilizační tyče dochází k velkým natočením, a to zejména v uchycení stabilizátoru. Z tohoto důvodu je uchycení stabilizátoru prováděno pomocí pryžových pouzder.



Obrázek 1 Sestava stabilizátoru

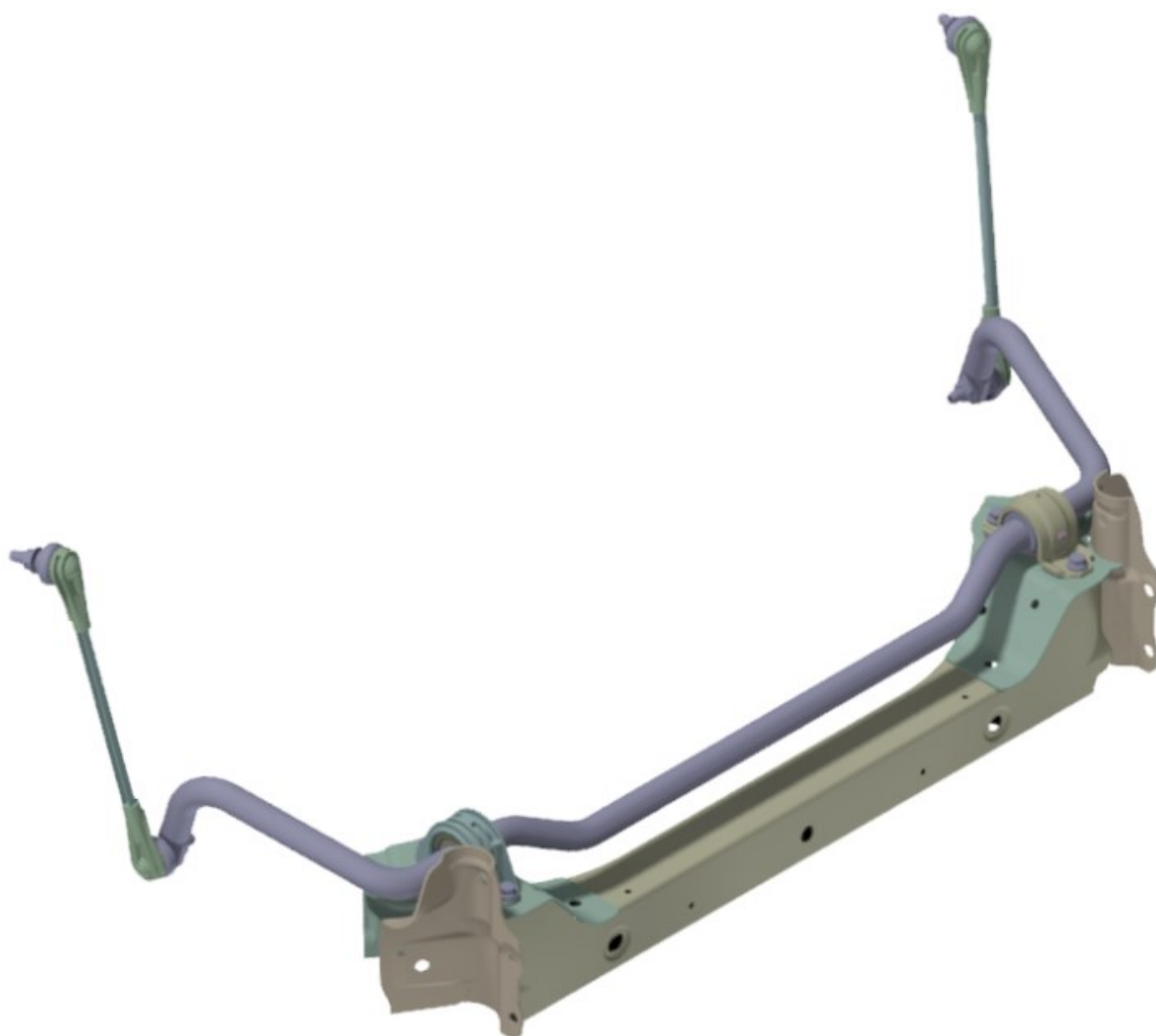
3.1 Činnost stabilizátoru

Jak bylo uvedeno výše, stabilizátor se projeví na příčnou stabilitu vozu pouze při průjezdu zatáčkou, nebo při najetí na nerovnost.

Pokud kola automobilu najedou zároveň na nerovnost, kyvná ramena nápravy se vykývnou o stejnou velikost ve stejném směru, ramena příčného stabilizátoru se vykývnou o stejnou hodnotu a nastane pouze natočení v pryžových pouzdrech, a nedojde tedy k ovlivnění příčné stability automobilu.

Při najetí na nerovnost jedním kolem nápravy, nastane vykývnutí jednoho kyvného ramene nápravy, tím dojde k natočení jednoho ramene stabilizátoru ve směru vykývnutí kyvného ramene. Toto natočení je přenášeno přímou částí stabilizátoru na druhé rameno, které začne působit na kyvné rameno, což má za následek snížení příčného klopení karoserie.

Průjezd zatáčkou vyvolává v těžišti automobilu odstředivou sílu. Tato odstředivá síla má negativní vliv na příčnou stabilitu vozu. Důsledkem odstředivé síly dochází k naklopení karoserie ve směru působení odstředivé síly. Toto naklopení karoserie má za následek natočení obou konců stabilizátoru proti sobě. Středová část příčného stabilizátoru je v klidu. Torzní tuhost příčného stabilizátoru bude působit proti tomuto natočení ramen a dojde ke zvýšení příčné stability.



Obrázek 2 Kompletní sestava stabilizátoru uchycena na nápravnici

Na obrázku 2 je vyobrazena kompletní sestava stabilizátoru, která je namontována na nápravnici. Tato sestava obsahuje i namontované táhla na koncích stabilizátoru, které jsou používány k uchycení stabilizátoru ke kyvným ramenům nápravy.

4 Stabilizační svorka

Uchycení příčného stabilizátoru na nápravu je provedeno pomocí stabilizační svorky a pryžového pouzdra. Namáhání příčného stabilizátoru je přenášeno pomocí stabilizačních svorek na nápravu a dále do karoserie automobilu. Stabilizační svorka je dynamicky namáhaná součástí.



Obrázek 3 Pryžové pouzdro



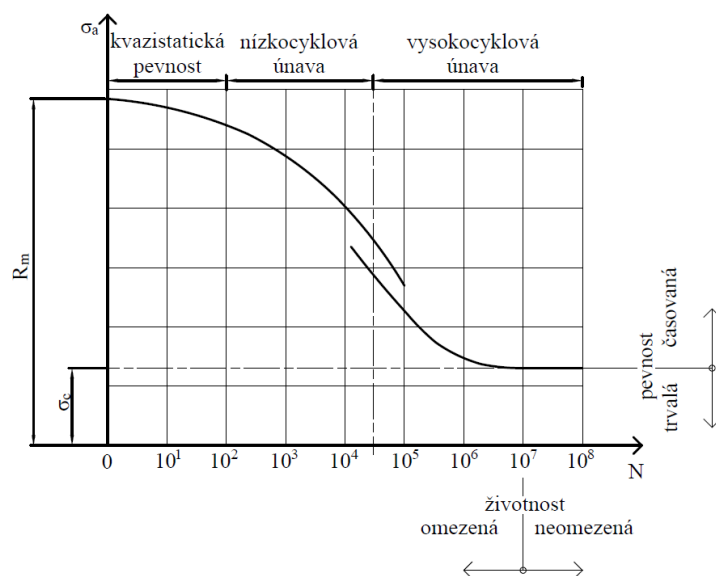
Obrázek 4 Stabilizační svorka

Další část této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazena do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

5 Únava materiálu

V dobách 19. století, kdy probíhala průmyslová revoluce, docházelo k častým haváriím různých konstrukcí. A to mělo za následek velké ekonomické ztráty nebo ve výjimečných situacích i ztráty na životech. Hlavním iniciátorem pro zahájení výzkumu v oblasti únavové životnosti se stal velký počet nehod v železniční dopravě koncem 19. století [5].

Hlavním průkopníkem této problematiky se stal August Wöhler, který začal jako první zkoumat důvod porušení železničních náprav. Výsledkem jeho zkoumání bylo zjištění závislosti mezi zatížením a počtem otáček železniční nápravy do lomu. Tato závislost odpovídá amplitudě napětí sinusového zátěžného cyklu na počtu cyklů do lomu. Tuto závislost lze graficky zobrazit jako Wöhlerovu křivku, viz obr. 5. Tato závislost patří mezi nedílnou součást při navrhování strojích konstrukcí [6].



Obrázek 5 Wöhlerova křivka [5]

Veličiny uvedené v obr. 5 lze popsat následovně:

- R_m je mez pevnosti [MPa]
- σ_c je mez únavy [MPa]
- σ_a je amplituda napětí [MPa]
- N je počet cyklů [-]

Z výzkumu byly zformulovány empirické závěry, mající obecnou platnost:

- pro lom součásti je rozhodující počet změn zatížení, nikoliv doba provozu;

- poškození materiálu je závislé na rozdílu maximálního a minimálního napětí v kritickém místě;
- výsledky experimentálních měření lze graficky znázornit do grafu, kde nezávisle proměnná je počet cyklů N a závisle proměnnou je amplituda napětí σ_a ;
- geometrické vruby mají negativní dopad na únavovou pevnost [5].

5.1 Definice únavy a základní rozdělení

Únavu lze definovat jako mezní stav, kdy v důsledku působení časově proměnných dynamických zatížení dojde k poruše funkční způsobilosti součásti [5].

Jednou z hlavních charakteristik pro vznik tohoto mezního stavu je, že maximální hladina zátěžného napětí je mnohonásobně menší než statická pevnost dané součásti.

Wöhlerovu křivku lze rozdělit podle počtu cyklů do lomu na tři základní oblasti, viz obr. 5. Hranice mezi jednotlivými oblastmi nejsou přesně definovány. Wöhlerova křivka je pro názornost a lepší čitelnost zobrazována v logaritmických souřadnicích. Základní oblasti se mohou popsat takto:

- Oblast kvazistatického lomu – nedochází zde k únavovému procesu, k porušení dochází při prvním nebo maximálně po několika málo cyklech. Velikost cyklu je rovna statické pevnosti. Plocha lomu má znaky tvárného lomu, jako při statickém porušení.
- Oblast nízkocyklové únavy – oblast v rozmezí 10^2 až 10^5 cyklů. Vznikají plastické deformace materiálu v důsledku velkých napětí v tělese. Nukleace trhliny probíhá přednostně na hranicích zrn.
- Oblast vysokocyklové únavy – oblast rozmezí 10^4 a více cyklů. Únavový lom je hladký bez známek plastické deformace. Nukleace a prvotní šíření trhliny probíhá v krystalografických skluzových rovinách.

Na Wöhlerově křivce lze podle velikosti amplitudy napětí označit oblasti:

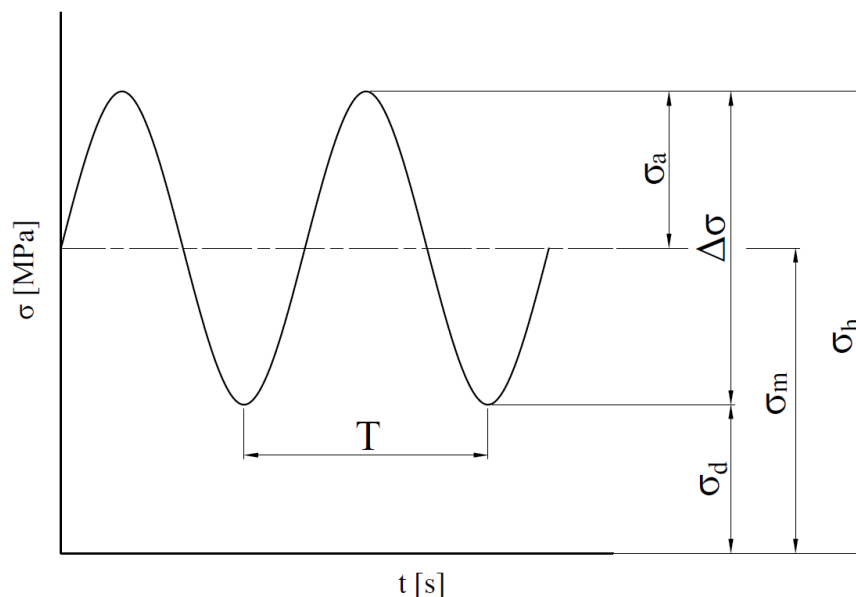
- trvalé pevnosti,
- časové pevnosti.

Kritériem tohoto rozdělení je mez únavy σ_c . V knize [6] je mez únavy definována jako největší napětí, které nevede k lomu ani po překročení smluvní hranice 10^7 cyklů. Hranice 10^7 cyklů platí u ocelí bez vnitřních vad. Základní mez únavy je stanovována na hladkých leštěných vzorcích, zatížených symetricky střídavým zatížením v tahu-tlaku, ohybu či krutu. Toto rozdělení lze také definovat jako omezenou a neomezenou životnost.

5.2 Zátěžný cyklus

V technické praxi jsou konstrukce strojů většinou vystaveny namáhání, které má stochastický charakter. Pro potřeby únavového posuzování se nejčastěji tento stochastický charakter nahrazuje harmonickým souborem zátěžných cyklů. Mezi základní parametry únavové životnosti patří zátěžný cyklus, který je zobrazen na obr. 6.

Pro popis základního zátěžného cyklu může být použita i zatěžovací síla, deformace apod.



Obrázek 6 Zátěžný cyklus

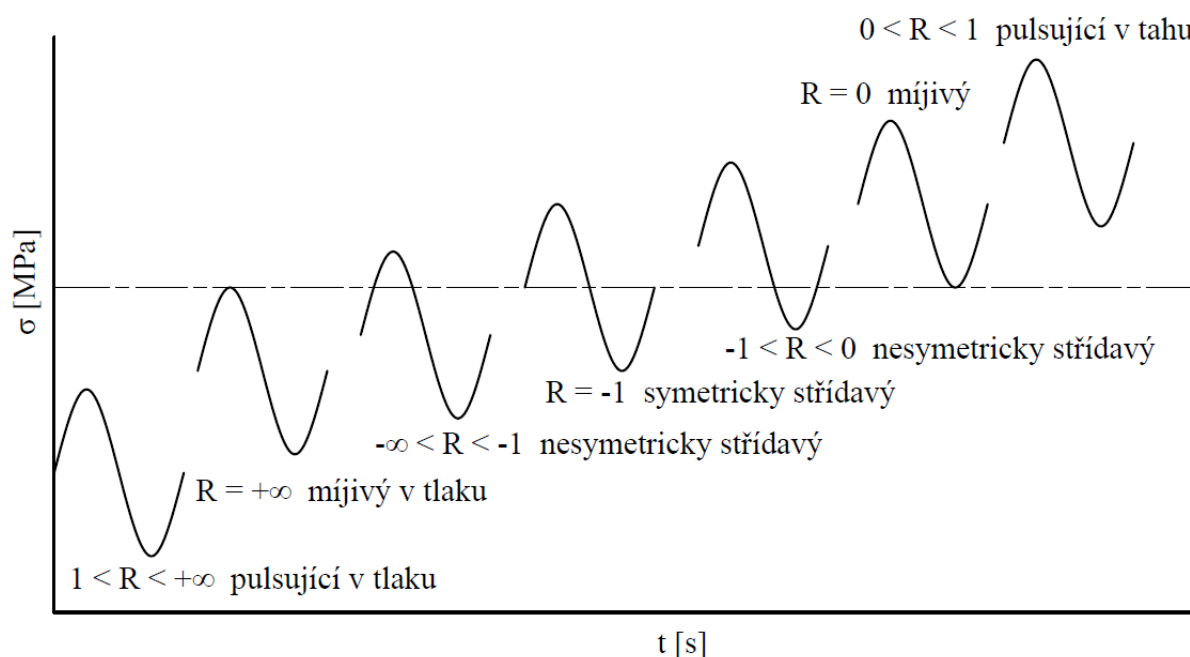
Veličiny uvedené v obr. 6 lze popsat následovně:

σ_h (σ_{\max})	je horní napětí (maximální napětí) [MPa],
σ_d (σ_{\min})	je dolní napětí (minimální napětí) [MPa],
$\Delta\sigma$	je rozkmit napětí [MPa],
σ_m	je střední napětí [MPa],
σ_a	je amplituda napětí [MPa],
T	je perioda cyklu [s].

Zátěžný cyklus lze popsat jednoznačně dvojicemi hodnot (σ_a , σ_m) nebo (σ_h , σ_d). Pomocí amplitudy napětí a středního napětí se definuje součinitel nesymetrie (asymetrie) cyklu R . Tento součinitel je základní charakteristikou zátěžného cyklu. Hodnota součinitele asymetrie cyklu je stanovena následujícím vztahem:

$$R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} \quad [-]. \quad (1)$$

Základní typy zátěžných cyklů popsaných pomocí součinitele nesymetrie cyklu jsou zobrazeny na obr. 7, viz [5,6].



Obrázek 7 Součinitelé nesymetrie cyklu

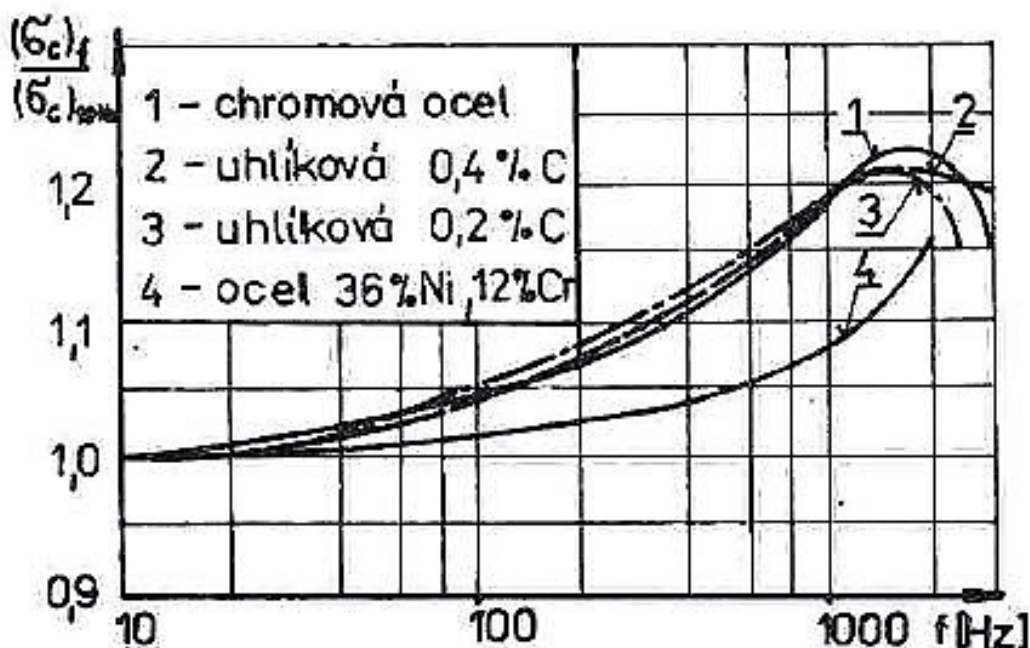
5.3 Vliv frekvence zatěžování

Základní poznatek, který lze vyvodit o vlivu frekvence na únavu je, že menší počet cyklů do poruchy s nízkou frekvencí zatěžování může vést k delší životnosti, nežli vysoký počet kmitů s vysokou frekvencí zatěžování [5]. Při posuzování vlivu frekvence zatěžování na únavu je zapotřebí provést základní rozdělení frekvenčního spektra na 3 základní intervaly:

- frekvence nízké – oblast od 0,1 do 10 Hz, rozměrné konstrukce,
- frekvence střední – oblast od 10 Hz do 100 Hz, běžný provoz strojních dílů a konstrukcí,
- frekvence vysoké – oblast od 100 Hz do 10 000 Hz, rezonanční jevy, hluková únava.

Vliv frekvence zatěžování na vysokocyklovou únavu je v oblasti nízkých a středních frekvencí zanedbatelný. Výrazné zvýšení meze únavy materiálu je možno pozorovat až v oblasti vysokofrekvenční, viz obr. 8. Během vysokofrekvenčního zatěžování se složka plastické deformace v jednotlivých kmitěch zátěžného cyklu nemůže plně rozvinout a poškození materiálu se sníží. Mez únavy v této oblasti vzrůstá v řádu 10 až 20%.

Další navyšování frekvence zatěžování se projeví v nárůstu teploty. Tento nárůst teploty má negativní dopad na mez únavy. U lehkých slitin se tento pokles neprojevívá, a to v důsledku jejich dobré tepelné vodivosti [5].



Obrázek 8 Poměrná závislost meze únavy různých ocelí na frekvenci zatěžování [5]

5.4 Vliv teploty na únavu materiálu

Pro praktické posuzování vlivu teploty na únavu materiálu postačí rozdělení pracovní teploty do 4 skupin [5]:

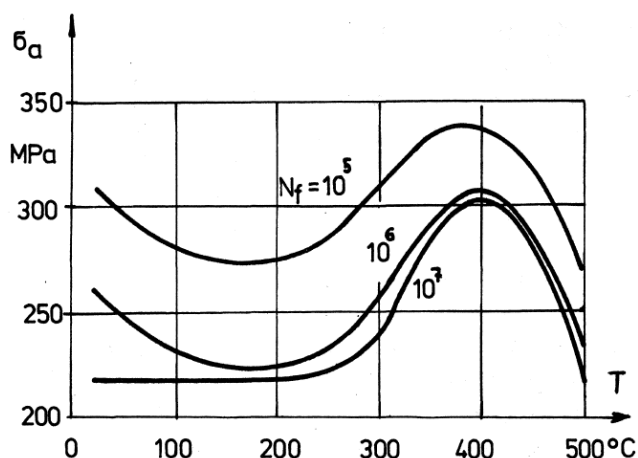
- pracovní teplota klimatická – oblast od 0°C do +50°C, také možno brát jako teplotu normální 20°C, při této teplotě jsou prováděny základní zkoušky na únavu,
- pracovní teplota nízká a kryogenní – oblast od 0°C a nižší,
- pracovní teplota zvýšená – oblast od 100°C do 400°C,
- pracovní teplota vysoká – oblast od 400°C a vyšší.

V oblasti normálních teplot je vliv teploty zanedbatelný. Výrazný vliv teploty lze pozorovat v oblasti nízkých teplot, kdy se mez únavy ocelí zvyšuje. Další zvýšení meze únavy probíhá při teplotách zvýšených. Toto zvýšení meze únavy lze pozorovat pouze u ocelí, u jiných materiálů k tomuto zvýšení nedochází. Po překročení hranice zvýšených teplot dochází k prudkému poklesu meze únavy z důvodu projevu tečení materiálu a creepových mechanismů. Pro názornost je v tab. 1 uveden pro životnost 10^6 poměr časované pevnosti při dané teplotě k časové pevnosti pro stejný počet cyklů při teplotě normální [7].

Poměr časových pevností					
Teplota [°C]	Uhlíková ocel [-]	Legovaná ocel [-]	Nerez ocel [-]	Hliníková slitina [-]	Titanová slitina [-]
+20	1	1	1	1	1
-40	1,2	1,05	1,15	1,15	-
-78	1,3	1,1	1,2	1,2	1,1
-188	2,6	1,6	1,5	1,7	1,4

Tabulka 1 Poměr časové pevnosti při dané teplotě k časované pevnosti při teplotě normální [6]

Na obr. 9 lze pozorovat závislost životnosti na teplotě při dané amplitudě napětí.



Obrázek 9 Závislost životnosti na teplotě při dané amplitudě napětí [7]

5.5 Vliv jakosti povrchu

Kvalita povrchu součásti je důležitým faktorem ovlivňující fází nukleaci únavových trhlin. Ke kvalifikaci jakosti povrchu je používán součinitel jakosti povrchu η_p . Tento součinitel je definován jako:

$$\eta_p = \frac{\sigma_c^x}{\sigma_c} < 1 \quad [-], \quad (2)$$

kde σ_c^x je mez únavy vzorku dané povrchové jakosti [MPa],

σ_c je mez únavy vzorku s leštěným povrchem [MPa].

Z tohoto důvodu se musí brát při výpočtech v úvahu jakost povrchu. Výrobní procesy mohou ovlivnit únavovou životnost strojních dílů a konstrukcí třemi způsoby:

- tvorba povrchových vrubů,
- vlivem zpevnění povrchových vrstev tvářením za studena, nebo změkčení oduhličením povrchových vrstev,
- vznikem povrchových napětí I. druhu.

Zpevnění povrchových vrstev vede ke zvýšení meze únavy. V současti jsou vytvářena zbytková tlaková napětí, která svým účinkem brání vzniku a šíření únavových trhlin. Technologie pro zpevnění povrchových vrstev se může rozdělit následovně:

- a) mechanické úpravy,
- b) tepelné a chemicko-tepelné úpravy povrchu,
- c) elektrochemické úpravy povrchu.

Negativní vliv na únavovou životnost má koroze materiálu. Koroze materiálu se může projevit 3 způsoby:

- a) zkorodování povrchu před únavovým procesem,
- b) koroze při cyklickém zatěžování,
- c) koroze třením.

Proti vlivu koroze je nutno provést preventivní opatření chránící povrchovou vrstvu. Mezi základní ochrany patří:

- a) mechanická ochrana (nátěry, pokovení),
- b) katodická ochrana a odstranění vzniku galvanických článků,
- c) výběr vhodného antikorozního materiálu,
- d) zamezení mikro posuvů v kontaktních plochách a snížení kontaktního tlaku [5,6].

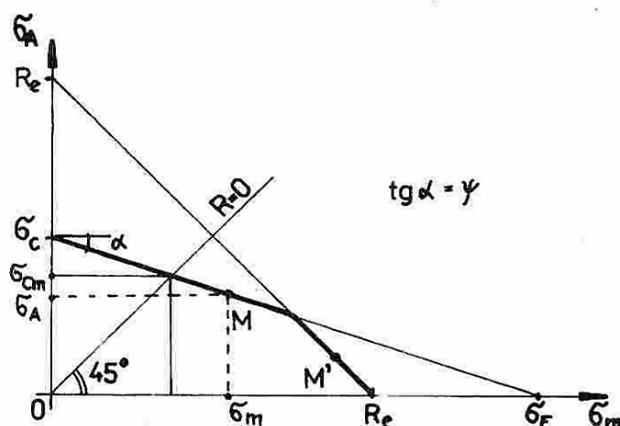
5.6 Vliv nesymetrie cyklu

V technické praxi jsou strojní díly a celky většinou zatěžovány nesymetricky, se statickou složkou napětí, jak tahovou složkou, tak v některých případech tlakovou složkou. Pomocí experimentů bylo zjištěno, že se vzrůstající statickou složkou napětí je nutno ponížít amplitudovou složku napětí pro zajištění konstantního počtu cyklů životnosti součástí. Tuto závislost mezi střední složkou napětí σ_m a amplitudou napětí σ_a lze dobře pozorovat v takzvaných smyčkových diagramech [6].

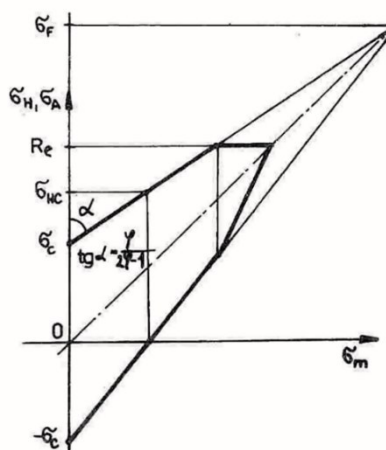
V praxi se nejčastěji používají diagramy Haigův a Smithův. Haigův diagram znázorňuje závislost mezi středním napětím σ_m a amplitudou napětí σ_a . Zjednodušený Haigův diagram je vyobrazen na obr. 10. Diagram je omezen mezí kluzu materiálu R_e . Obecný bod M určuje amplitudu napětí a velikost předpětí pro trvalou pevnost [5].

Dalším často používaným smyčkovým diagram je Smithův. V tomto diagramu je zobrazena závislost mezi amplitudou napětí σ_a nebo horním napětím σ_h a střením napětím σ_m . Tento diagram lze vidět na obr. 11. Při konstrukci diagramu se vychází ze základní meze únavy

při symetricky střídavém kmitu σ_c a pro horní napětí mívajícího kmitu σ_{HC} . Dalším omezením diagramu je mez kluzu R_e [5].



Obrázek 10 Zjednodušený Haigův diagram[5]



Obrázek 11 Zjednodušený Smithův diagram[5]

Veličiny uvedené na obr. 10 a 11 lze popsat následovně:

σ_{HC} je základní mez únavy pro mívající cyklus [MPa],

σ_F je fiktivní napětí [MPa].

Fiktivní napětí lze spočítat dle vztahu:

$$\sigma_F = \frac{\sigma_c}{\psi} \quad [\text{MPa}], \quad (3)$$

kde σ_c je mez únavy vzorku s leštěným povrchem [MPa],

ψ je citlivost k asymetrii kmitu, viz tab. 2 [-].

Statická pevnost R_m [MPa]	350 ... 550	550 ... 750	750 ... 1000	1000 ... 1200
tah-tlak, ohyb	0,1	0,15	0,2	0,25 ... 0,3
krut	0,05	0,10	0,10	0,10 ... 0,15

Tabulka 2 Hodnoty součinitele citlivosti k asymetrii kmitu pro oceli [5]

5.7 Vliv koncentrátorů napětí

Poškození vlivem koncentrátorů napětí při únavovém procesu nejčastěji vzniká na povrchu součásti, kde napětí a deformace dosahují svých maximálních hodnot. Skokový nárůst napětí a deformací je v elastické oblasti definován jako součinitel tvaru [8]:

$$\alpha = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad [-], \quad (4)$$

kde σ_{max} je největší napětí v místě koncentrace [MPa],

σ_{nom} je nominální napětí [MPa].

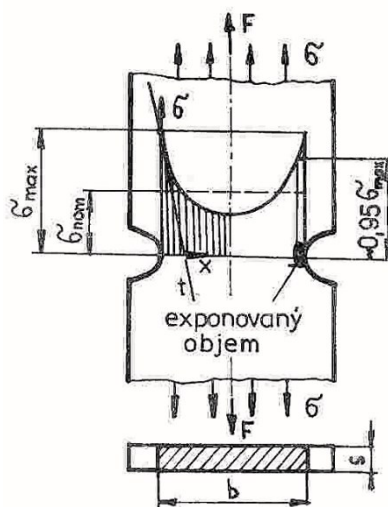
Z obrázku 12 je vidět, že nominální napětí závisí pouze na tvaru a rozměru součásti. Následně lze nominální napětí spočítat dle [5]:

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{b \cdot s} \quad [\text{MPa}], \quad (5)$$

kde F je velikost zatěžující síly [N],

b je funkční šířka součásti [mm],

s je tloušťka součásti [mm].

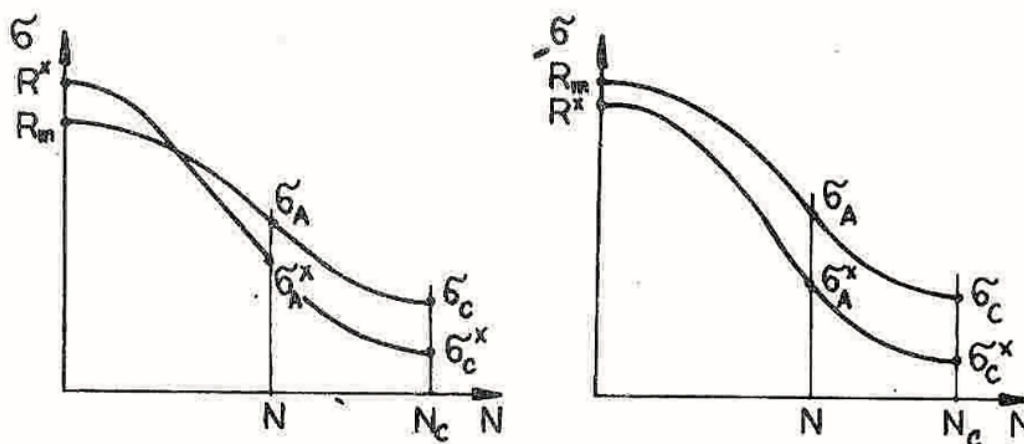


Obrázek 12 Průběh napětí ve vrubu [5]

Jak lze vidět na obr. 12, je součinitel α závislý pouze na geometrii a způsobu zatěžování, nicméně jeho určení u reálných konstrukcí je poměrně složité. Velikost součinitele α se nejčastěji získává pomocí experimentálních metod, popřípadě aplikací numerických metod (MKP).

Vliv lokálního zvýšení napětí v důsledku koncentrátoru vede ke snížení únavové pevnosti součásti. Snížení únavové pevnosti lze pozorovat na obr. 13, kde je také možno pozorovat vliv

zpevnění v raném stádiu zatěžování součásti. Na obr. 13 je vidět vliv koncentrátoru napětí na slitinové oceli s Al. U těchto ocelí nedochází ke zpevnění.



Obrázek 13 Porovnání Wöhlerových křivek hladké a vrubované součásti – vlevo konstrukční ocel, vpravo slitinová ocel [5]

Součinitel vrubu β je definován jako poměr mezí únavy hladké a vrubované zkušební tyčinky. Součinitel vrubu β lze následně spočítat dle [5]:

$$\beta = \frac{\sigma_c}{\sigma_c^x} \quad [-], \quad (6)$$

kde σ_c je mez únavy hladké tyčinky [MPa],

σ_c^x je mez únavy vrubované zkušební tyčinky [MPa].

6 Princip výpočtu a vyhodnocení dle příručky FKM

Příručka FKM vznikla roku 1994 a od tohoto roku je velice rozšířena a stále doplňována o nové poznatky. Vydavatelem je German Engineering Federation, z originálního názvu Verband Deutscher Maschinen und Anlagenbau Forschungs Kuratorium Maschinenbau (VDMA FKM) [9].

Příručka popisuje použití velkého spektra materiálů a podmínek, kterým jsou vystaveny strojní díly a celky. Pro názornost jsou některé z nich uvedeny:

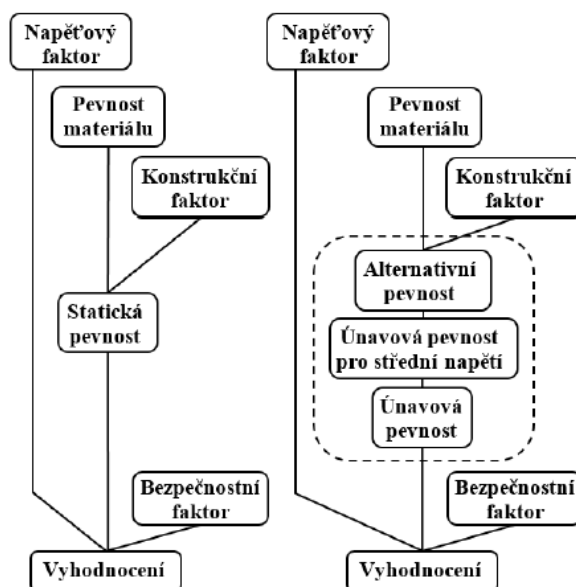
- lineární a nelineární statické mechanismy;
- dynamické výpočty;
- experimentální měření;
- statická a únavová životnost ocelí, litin do 500°C;
- statická a únavová životnosti hliníku do 200°C.

6.1 Posuzování životnosti dle FKM

Příručka FKM vyhodnocuje následující parametry dané součástí:

- statickou pevnost,
- mez únavy, únavovou pevnost a životnost.

Celý proces posuzování je charakterizován diagram na obr. 14.



Obrázek 14 Postup výpočtu statické pevnosti (levý diagram), Postup výpočtu životnosti součásti (pravý diagram)[9]

Příručka FKM nahlíží na posuzování životnosti dvěma způsoby:

- vyhodnocování životnosti pomocí nominálního napětí,
- vyhodnocování životnosti pomocí lokálního napětí.

Postup vyhodnocování pomocí nominálních napětí je výhodnější aplikovat na jednoduché tyčové nebo skořepinové součásti. Pro posouzení životnosti je bráno nominální napětí.

Postup vyhodnocování pomocí lokálních napětí je využíván u složitých součástí, kde jsou napětí určovány pomocí metody konečných prvků. Pro posouzení životnosti je bráno lokální napětí v místě vrubu [9].

6.2 Vyhodnocení životnosti pomocí lokálního napětí

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

7 Měření živostnosti stabilizační svorky

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

8 Popis testované stabilizační svorky a pryžového pouzdra

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

9 Výpočet svorky dle Mubea standard

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

10 Návrh nových výpočtových modelů

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

11 Tenzometrické měření

Tenzometrické měření mělo za úkol zjistit vznikající napětí v kritickém místě při tahovém a tlakovém zatížení.

11.1 Odporové tenzometry

Princip odporových tenzometrů je založen na závislosti odporu elektrického vodiče na jeho prodloužení v důsledku mechanického namáhání.

Odporové tenzometry je možno rozdělit následovně:

- 1) Kovové tenzometry:
 - drátkové (historicky nejstarší),
 - foliové (nejpoužívanější kovové tenzometry),
 - vrstevné,
- 2) Polovodičové tenzometry [12].

V závislosti na účelu použití se rozlišují následující typy tenzometrů:

- tenzometry pro měření deformací v jednom směru,
- tenzometrické řetězce pro měření gradientů napětí,
- tenzometrické kříže a růžice pro vyšetřování rovinné napjatosti,
- tenzometrické růžice pro měření zbytkových napětí,
- tenzometry pro měření membránových napětí a napětí ve vzájemně kolmých směrech.

11.2 Tenzometrické měření na stabilizační svorce

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

12 Výpočet životnosti dle nového výpočtového modelu

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

13 Celkové zhodnocení a doporučení

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

14 Závěr

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou bakalářské práce [13].

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Petru Ferneckému, Ph.D. za odborné konzultace, rady a cenné připomínky. Dále bych rád poděkoval Ing. Luboši Pečenkovi z firmy Mubea s.r.o. za cenné rady a věnovaný čas. Poděkování patří taktéž mé rodině a přátelům za jejich podporu.

Zdroje

- [1] Mubea [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/cz/home/>
- [2] *Výroba a technologie - Automotive - Podvozek* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/cz/products-technologies/automotive/podvozek/>
- [3] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: F. Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [4] Mubea - Příručka pro vývoj stabilizační svorky, 2016 [cit. 2018-03-05]
- [5] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: České vysoké učení technické, 1989
- [6] KUČERA, Josef. *Stručný úvod do mechaniky lomu*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1994. ISBN 80-7078-244-7
- [7] HÖSCHL, Cyril. *Únava materiálu při periodickém zatěžování*. Praha: Dům techniky ČSVTS, 198
- [8] VLK, Miloš. *Dynamická pevnost a životnost*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1992. ISBN 80-214-0427-2
- [9] *Analytical strength assessment of components in mechanical engineering*. 5th rev. ed. Přeložil E. HAIBACH. Frankfurt am Main: VDMA Verlag, 2003. ISBN 3-8163-0425-7
- [10] Mubea - Příručka pro výpočet stabilizační svorky, 2016 [cit. 2018-05-06]
- [11] FatigueToolbox.org: Theory reference. *FatigueToolbox.org* [online]. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://fatiguetoolbox.org/documentation/theory-reference>
- [12] VLK, Miloš, Lubomír HOUFÉK, Pavel Hlavoň HLAVOŇ, Petr Krejčí KREJČÍ, Vladimír KOTEK a Jiří Klement KLEMENT. *EXPERIMENTÁLNÍ MECHANIKA* [online]. Brno, 2003 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni_mechanika.pdf.
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
- [13] KOMÍNEK, A. *Odhad únavové životnosti stabilizační svorky, Technická zpráva*. OSTRAVA: Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2018, 84 s.

PŘÍLOHY NA CD NOSIČI

- text bakalářské práce